

УДК.62-23

Поляк І. Є. ORCID: 0000-0002-5469-3215 (ВІТІ ім. Героїв Крут)
канд. техн. наук Борисов О. В. ORCID: 0000-0002-9460-2605 (ВІТІ ім. Героїв Крут)
канд. техн. наук Мацаєнко А. М. ORCID: 0000-0003-1149-7318 (ВІТІ ім. Героїв Крут)

МОДЕЛЮВАННЯ ПІДРЕСОРЕНОЇ ЧАСТИНИ МОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Під час повномасштабного вторгнення країна агресор змінила тактику застосування мобільних вогневих засобів. Ці зміни призвели до створення високомобільних систем на базі колісного транспорту з нетиповим вогневим засобом. Як колісний транспортний засіб найчастіше використовують автомобіль типу «Пікап», оскільки в його конструктивних властивостях існує місце у кузові для встановлення додаткових систем з подальшим маскуванням обраного засобу. Такі колісні транспортні бази з нетиповим вогневим засобом вже використовуються в Збройних силах України, як на лінії зіткнення з ворогом, так і в цивільних містах для захисту повітряного простору залежно від характеристик нетипового вогневого засобу. Аналіз створення та використання згаданих систем виявив їхні певні недоліки та відповідні напрямки вдосконалення.

У роботі розглянуто питання формування коливального ефекту в підресореній частині колісного транспортного засобу при застосуванні поздовжнього збурення від використання вогневого засобу. В основу роботи покладено аналіз вимог до поздовжньої та поперечної стабілізації кузова колісного транспортного засобу. Для цього проведено аналіз характеристик існуючих видів та схем підвіски автомобіля типу «Пікап». Отримані результати використовуються для розрахунку коливального ефекту колісного транспортного засобу, який виникає внаслідок використання вогневого засобу.

Кінцевою метою роботи є створення моделі жорсткості системи «транспортний засіб – вогневий засіб» та використання цієї моделі для формування керуючого впливу системою автоматичного управління стабілізації вогневого засобу. Наявність системи автоматичного управління дозволить збільшити ефективності встановленого вогневого засобу.

Ключові слова: пікап, підвіска, поперечний важіль, демпфер, амортизатор, тріскіон, нетиповий вогневий засіб.

I. Polyak, O. Borysov, A. Matsayenko Modeling of the springed part of a mobile vehicle.

During a full-scale invasion, the aggressor country changed the tactics of using mobile fire equipment. These changes led to the creation of highly mobile systems based on wheeled vehicles with an atypical firearm. As a wheeled vehicle, a "Pickup" type car is most often used, since its structural properties have room in the body for installing additional systems with subsequent masking of the selected vehicle. Such wheeled transport bases with an atypical firearm are already used in the Armed Forces of Ukraine both on the line of contact with the enemy and in civilian cities to protect the airspace, depending on the characteristics of the atypical firearm. Analysis of the creation and use of the mentioned systems revealed their certain shortcomings and the corresponding areas of improvement.

The article considers the issue of the formation of an oscillating effect in the spring-loaded part of a wheeled vehicle when longitudinal disturbance from the use of a firearm is applied. The work is based on the analysis of requirements for longitudinal and transverse stabilization of the body of a wheeled vehicle. For this, an analysis of the characteristics of the existing types and schemes of the suspension of the "Pickup" type car was carried out. The obtained results are used to calculate the oscillating effect of a wheeled vehicle that occurs as a result of the use of an incendiary agent.

The final goal of the work is to create a model of the rigidity of the "vehicle - firearm" system and to use this model to form a control effect of the automatic control system of the stabilization of the firearm. The presence of an automatic control system will increase the efficiency of the installed fire means.

Keywords: pickup truck, suspension, transverse lever, damper, shock absorber, trosion, atypical firearm.

Постановка завдання в загальному вигляді. Повномасштабне вторгнення Росії на територію України спричинило модернізацію та переоснащення військової техніки, що використовується, та отримання новітнього озброєння від країн-партнерів. Вторгнення розпочалось зі знищення авіаційної техніки ЗСУ та зумовило створення високомобільних систем вогневого ураження на базі ТЗ з різними системами вогневого ураження, в тому числі й авіаційними. Аналіз створених високомобільних систем виявив певні недоліки при використанні ЗСУ. Відсутність технологічного процесу створення згаданих систем призвів до виникнення негативного коливального ефекту під час використання вогневого засобу та зниження ефективності встановленого нетипового вогневого засобу.

Аналіз публікацій за темою дослідження. На сьогодні коливальний ефект кузова залишається актуальною проблемою для автомобільної індустрії. Цей ефект може виникати при русі автомобіля на нерівному дорожньому покритті або при створенні збурного діяння від встановленої вогневої системи. Під впливом коливального ефекту кузова автомобіль може рухатися непередбачувано, що може стати причиною аварій.

Визначенню коливальних здібностей надресорних мас автомобіля присвячена велика кількість робіт вчених країни [1; 3; 4]. За результатами аналізу доступних літературних джерел та публікацій проаналізовано методики розрахунку жорсткості підресорених мас на основних видах підвіски. Існуючі методи розрахунку коливання надресорних мас ТЗ не враховують знаходження автомобіля в статичному стані. Здійснено аналіз змін у конструкції сучасних автомобілів, випущених як в Україні, так і за кордоном [7; 8]. Проаналізовано зміну центру тяжіння залежно від ТТХ встановленого нетипового вогневого засобу [2; 6].

Усі ці статті демонструють актуальність проблеми коливального ефекту кузова і наголошують на необхідності пошуку рішень для зменшення впливу цього ефекту на рух автомобіля. Також вони підтверджують важливість досліджень для розробки нових технологій підвищення безпеки автомобілів і забезпечення комфортного використання встановлених вогневих систем.

Одним з можливих рішень для зменшення коливального ефекту кузова є використання активних систем підвіски, які можуть реагувати на зміни в дорожніх умовах і компенсувати коливання кузова, але вони не обраховані щодо збурного діяння від встановленої вогневої системи. Також можливими рішеннями є підбір оптимальних параметрів системи підвіски або використання спеціальних матеріалів для зменшення маси кузова.

Проблема коливального ефекту кузова залишається актуальною для дослідження і розробки нових технологій, які дозволять зменшити вплив цього ефекту на рух автомобіля. Для цього потрібні подальші дослідження і вивчення впливу різних факторів на коливальний ефект кузова, а також розробка нових методів і технологій для зменшення впливу цього ефекту на рух автомобіля.

Метою статті є розрахунок жорсткості підвіски висококомобільної системи вогневого ураження на базі колісного транспортного засобу з врахуванням змінних показників основних видів підвіски. Дані розрахунки є елементом моделі жорсткості системи «транспортний засіб – вогневий засіб», що і буде напрямком подальших наукових досліджень.

Виклад основного матеріалу. Схема підвіски транспортного засобу обирається залежно від умов експлуатації цього засобу, його цільового призначення та навантаження (вантажопідйомність, типи доріг, інтенсивність використання транспортного засобу тощо). Основні види підвіски, які використовуються в автомобілях, можливо поділити на суто механічні системи та на комбіновані (електромеханічні, пневмомеханічні і т. ін.). Кожна з існуючих схем має свої переваги та недоліки. Відсутність уніфікованого варіанта обумовлена наявністю протиріччя між комфортом користувача та керованістю транспортного засобу. Отже, існує декілька основних видів підвіски:

листова підвіска. Складається з низки сталевих листів, які розташовані на рівні диференціала та з'єднують його з каркасом (рамою) ТЗ. Такий вид підвіски здатний витримувати велике навантаження;

незалежна підвіска. Має окремі пружини та амортизатори для кожного колеса та забезпечує більш точне керування й комфортний рух пікапа, але є менш міцною, ніж листова підвіска;

пневматична (гідропневматична електрична) підвіска. Використовує повітряні міхури (гідропневматичні або електричні приводи) замість сталевих листів та забезпечує більш гладкий та комфортний рух, дозволяє змінювати жорсткість та висоту центру ваги залежно від навантаження. Може бути налаштована на автоматичний режим регулювання жорсткості пружин у режимі реального часу. Є більш складною та дорожчою в обслуговуванні;

ригельна підвіска. Це спеціальний тип підвіски, який використовується в пікапах з великою вантажопідйомністю. Вона складається з ригелів, які з'єднують задню ось пікапа

з рамою транспортного засобу. Ригельна підвіска забезпечує велику міцність та стійкість, але не забезпечує гладкого рухання.

Кожна з описаних схем має свій математичний опис для визначення основних характеристик та опису коливальних властивостей. Комбінація схем підвіски в конструкції одного транспортного засобу призводить до виникнення різних моделей реакції системи на зовнішній вплив.

На відміну від існуючих підходів, під зовнішнім впливом розуміємо вплив від використання за призначенням нетипового вогневого засобу. При цьому відомо:

вогневий засіб при встановленні змінює центр ваги ТЗ в вертикальній та горизонтальній площинах;

сила впливу залежить від технічних характеристик вогневого засобу та напрямку застосування зброї відносно вісі ТЗ;

вплив ВЗ збуджує коливальні процеси підресореної частини ТЗ та спричиняє зміну статичного стану ТЗ;

параметри коливального процесу залежать від конструкції підресореної частини та її характеристик, зокрема параметрів жорсткості.

Метою дослідження є побудова моделі жорсткості системи ТЗ + ВЗ у двох площинах.

Отже, при використанні нетипового вогневого засобу на транспортній базі (ТБ) під час пострілу виникає збурене діяння на підресорену частину ТБ. Тому після першого застосування точність вогневого засобу зменшується у зв'язку з виникненням коливання підресореної частини ТБ (пов'язаних з частотою власних коливаний).

Для нівелювання негативного впливу сьогодні використовують два способи:

- 1) збільшення часу між пострілами з вогневого засобу;
- 2) використання домкратів для усунення коливання підресореної частини.

Обидва способи пов'язані з витратами часу, що протирічить тактиці застосування високомобільних вогневих засобів.

У роботі пропонується створення уніфікованої платформи стабілізації під керівництвом автоматичної системи. Керуючий вплив в системі САУ визначатиметься моделлю властивостей підресореної частини ТЗ.

Для розрахунку коливального ефекту потрібно визначити характеристики пружності підвіски, які залежать від вертикального навантаження на колесо F_z та деформацією пружних елементів [5] (рис. 1).

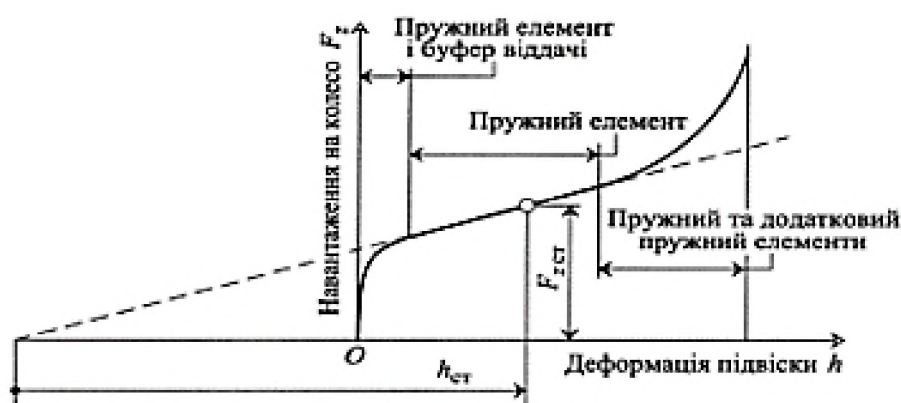


Рис. 1. Характеристика пружності підвіски:

F_z – статичне навантаження на колесо; $h_{ст}$ – статична деформація підвіски

Сучасні підвіски мають буфери віддачі та додаткові пружні елементи, які підвищують жорсткість та обмежують хід стискання.

Частота власних коливань підресореної частини ТБ напряму залежить від статичної деформації підвіски після пострілу $h_{ст}$ (1):

$$v = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{h_{ст}}}, \quad (1)$$

де g – прискорення.

Виходячи з рисунку 1, для розрахунку статичної деформації підвіски потрібно визначити її жорсткість.

Аналізу в системі підресорювання підлягають наступні елементи конструкції [1]:

– частина підвіски, яка виконує функцію передачі сил і моментів від коліс до підресореної частини. Ще однією функцією цієї частини є гасіння вібраційної дії на підресорену частину ТЗ у момент руху;

– безпружинні частини. Містять в собі агрегати та вузли, вага яких не передається пружинам;

– шини – елементи автомобіля, які забезпечують взаємодію коліс ТЗ з дорожньою поверхнею;

– до складу підресореної частини віднесено всі агрегати, вага яких передається пружинам.

Вплив нерівностей дорожнього покриття на підресорену частину здійснюється через підвіску ТЗ. Вона розділяється на три основні компоненти: пружний елемент (пружини), гаситель коливань (амортизатор) і направляючий пристрій.

Пружний елемент в підвісці призначений для зменшення впливу від нерівностей дороги через шини та безпружинні частини.

Розробляючи розрахункову модель, зробимо певні спрощення і припущення:

колісний транспортний засіб має симетрію відносно вертикальної осі. Використаємо плоску модель, в якій пружні зв'язки по бортах об'єднуються, а масу розподілимо на безпружинну і підресорену. Підресорена маса складається з агрегатів та вузлів, а непідресорна маса з ваги мостів;

пружні зв'язки між окремими агрегатами автомобіля відсутні. Підресорена маса розглядається як ціле жорстке тіло;

масою для розрахунку будемо вважати експлуатаційну масу ТЗ з додаванням маси вогневого засобу;

навантаження по бортах ТЗ розподілимо рівномірно;

пружні та демпфуючі елементи – безмасова модель, врахуванню підлягає лише піддатливість і коефіцієнт демпфірування;

коефіцієнти демпфірування вважаємо постійними та лінійними;

вважаємо, що ТЗ не рухається, а профіль поверхні синхронний під колесами обох бортів;

вважаємо, що контакт шини з опорною поверхнею точковий;

діє детерміноване збурення.

Розробка математичної моделі для підвіски ґрунтується на постановці диференціальних рівнянь, які описують процеси в підвісці ТЗ, зображеної на рисунках 2, 3.

Для створення математичної моделі коливань представленої системи скористаємося ключовим методом, який базується на рівнянні Лагранжа 2-го роду. Рівняння складаються для кожної маси, яка входить у розрахункову систему, і мають такий вид (2):

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_i} + \frac{\partial P}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial q_i} = \sum_{i=1}^l Q_i, \quad (2)$$

де q_i – узагальнена координата;

K – кінетична енергія;

P – потенціальна енергія;

D – дисипативна функція Релея;

I – збурення;

Q_i – зовнішнє збурення.

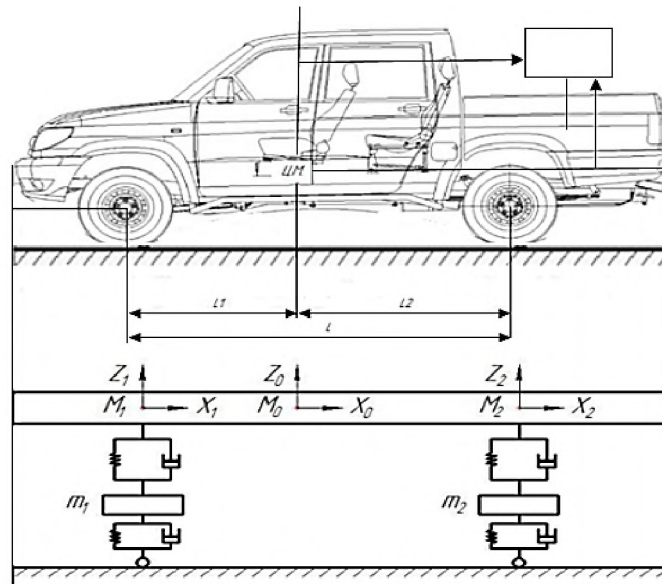


Рис. 2. Коливальна схема автомобіля у статичному стані

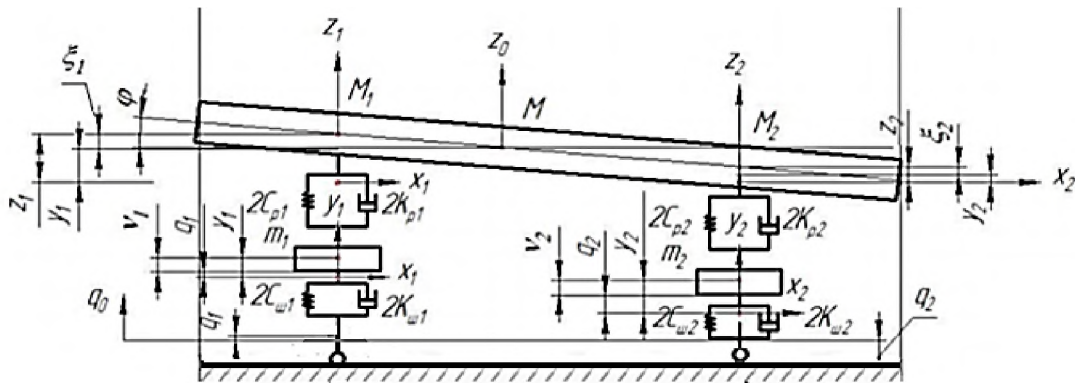


Рис. 3. Зміна кутового положення підресореної частини під дією зовнішнього впливу (поздовжнє збурення)

Рівняння енергії матиме вид (3)–(5):

$$K = \frac{1}{2} (M_0 z_0^2 + M_0 p^2 \varphi^2 + m_1 y_1^2 + m_2 y_2^2); \quad (3)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} (2C_{p1} \zeta_1^2 + 2C_{p2} \zeta_2^2 + 2C_{w1} v_1^2 + 2C_{w2} v_2^2); \quad (4)$$

$$D = \frac{1}{2} (2K_{a1} \zeta_1^2 + 2K_{a2} \zeta_2^2 + 2K_{w1} v_1^2 + 2K_{w2} v_2^2), \quad (5)$$

де M_0 – повна вага авто та вогневого засобу;

z_0 – переміщення центру мас остову;

$\frac{M_0 p^2}{2}$ – момент інерції;

φ – кут нахилу остову;

m_1 та m_2 – маса переднього та заднього мостів;

y_1 та y_2 – переміщення переднього та заднього мостів;

C_{p1} та C_{p2} – жорсткість передньої та задньої підвіски;

ζ_1 та ζ_2 – деформація передньої та задньої підвіски;

$C_{ш1}$ та $C_{ш2}$ – жорсткість шин переднього та заднього мостів;

v_1 та v_2 – деформація шин переднього та заднього мостів;

K_{a1} та K_{a2} – коефіцієнт демпфірування амортизаторів;

$K_{ш1}$ та $K_{ш2}$ – коефіцієнт демпфірування шин.

Розглянемо моделі визначення жорсткості для різних схем будови підвіски ТЗ (рис. 4–7).

Для розрахунку жорсткості листової ресори використовують формулу (6):

$$G_g = k_1 k_2 G, \quad (6)$$

де k_1 – коефіцієнт, що залежить від конструкції кріплення ресори до осі автомобіля;

k_2 – коефіцієнт, що залежить від конструкції кріплення ресори до рами або кузова автомобіля;

G – жорсткість листової ресори без кріплення.

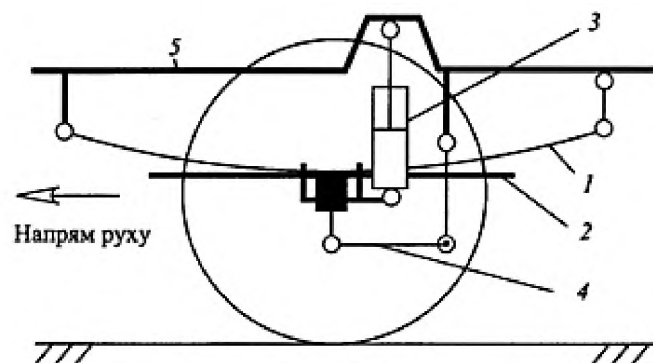


Рис. 4. Схема задньої підвіски легкої вантажівки з однолистовою ресорою:

1 – однолистова ресора; 2 – опорний лист; 3 – амортизатор; 4 – стабілізатор; 5 – рама

Для розрахунку жорсткості важільної торсіонної підвіски, встановленої на ТБ, використаємо формулу (7):

$$G_g = M \frac{d^2 \theta}{ds^2} + G \left(\frac{d\theta}{ds} \right)^2, \quad (7)$$

де θ – кут закручення торсіона;

s – переміщення колеса;

M – скручувальний момент;

d – діаметр торсіонну;

G – жорсткість торсіонна без кріплення.

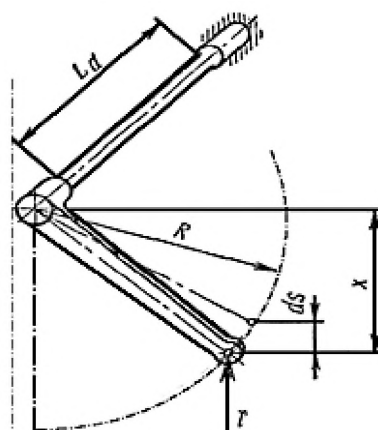


Рис. 5. Схема однавжильної торсіонної підвіски

Для розрахунку жорсткості важільної підвіски зі спіральною пружиною, встановленої на ТБ, використаємо формулу (8):

$$G_e = \frac{4MI_p}{\pi D^3 z_n}, \quad (8)$$

де I_p – полярний момент інерції перерізу дроту пружини;

z_n – число робочих витків пружини;

M – модуль пружності другого роду;

D – середній діаметр пружини.

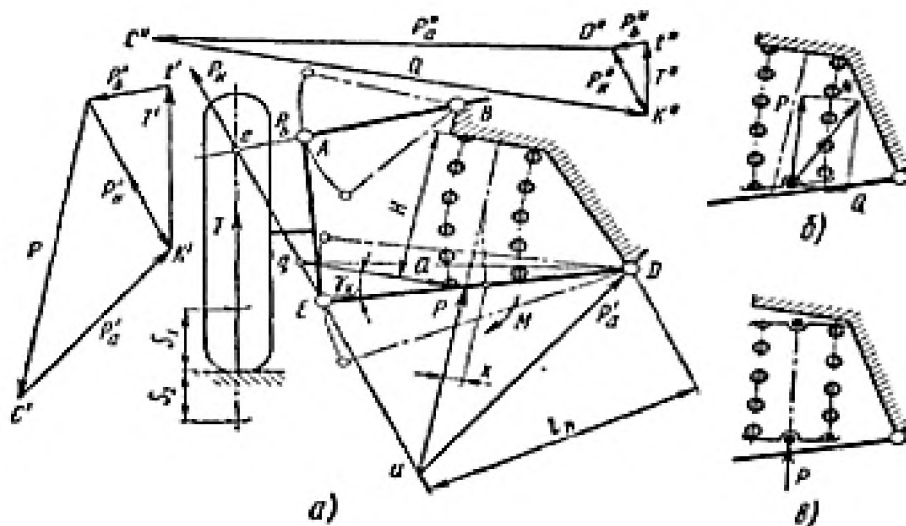


Рис. 6. Схема трапецієподібної підвіски зі спіральною пружиною, опертою на нижній вал:
 а – безшарнірне кріплення пружини; б – одношарнірне кріплення пружини;
 в – двошарнірне кріплення пружини

Для розрахунку жорсткості пневматичної підвіски, встановленої на ТБ, використаємо формулу (9):

$$G_e = \frac{nP_g}{V_g} 4F_{\sigma}^2 + (P_g - P_a) \frac{dF_{\sigma}}{dS}, \quad (9)$$

де n – показник політропи;

P_g – абсолютний тиск газу;

V_g – обсяг газу;

F_{σ} – ефективна площа балона;

P_a – атмосферний тиск;

S – ефективна площа сильфона;

d – діаметр пневмоподушки.

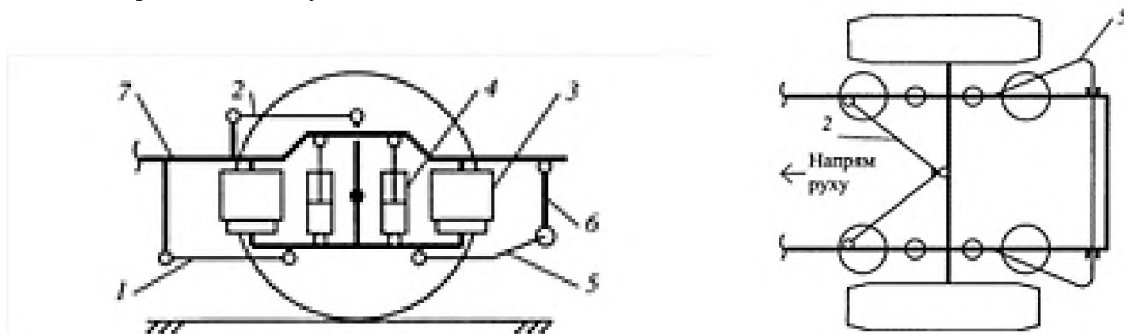


Рис. 7. Схема передньої пневматичної підвіски:
 1, 2, 3 – штанги; 4 – тяга Папара; 5 – амортизатор;
 6 – рукавний пневмобалон; 7 – стабілізатор; 8 – рама

Висновки. Наявність окремих математичних моделей різних схем підвіски ТЗ дозволяє визначити жорсткість окремої конструкції. Модель всієї системи підресореної частини потрібно визначати з урахуванням відмінностей будови переднього та заднього мостів ТЗ. На відміну від існуючих моделей, в яких досліджується поздовжня та поперечна стійкість (стабілізація) ТЗ, у роботі передбачається створення моделі коливальних властивостей системи в азимутальній та кутомісній площинах, оскільки реакція системи на зовнішній вплив від застосування вогневого засобу різниться залежно від цих кутів. У цілому, наявність двомірної моделі дозволить створити ефективну САУ стабілізації вогневого засобу на колісній транспортній базі.

Подальші дослідження створення моделі коливальних властивостей системи транспортного засобу дозволять вивчати характеристики коливань кузова залежно від різних параметрів, таких як вага автомобіля, жорсткість і демпфірування підвіски, рівень навантаження на колеса, тип вогневої системи та ін.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Шупляков В. С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. М.: Транспорт, 1974. 328 с
2. Кузавков В. В., Поляк І. Є. Аналіз транспортної бази для встановлення стабілізованої платформи нетипової артилерійської системи // Комп'ютерно-інтегровані технології: освіта, наука, виробництво. 2023. № 50. С. 16–18.
3. S. Kurnikov. Формування ринкової структури автомобільного парку України // Politechnika Rzeszowska. 2017. № 11. Р. 35–39.
4. Вертикальні коливання підресореної частини колісних транспортних засобів під дією випадкових збурень / М. Г. Грубель, О. П. Красюк, М. Б. Сокіл, Р. А. Нанівський // Наукові нотатки: Зб. Наук. Пр. Луцьк, 2014. Вип. 46. С. 112–116.
5. Чудаков Е. А. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1950. С. 340–345.
6. Поляк І. Є. Варіант будови системи стабілізації уніфікованої платформи транспортного засобу // Системи і технології зв'язку, інформатизації та кібербезпеки: актуальні питання і тенденції розвитку: збірник доповідей та тез доповідей II Міжнародної науково-технічної конференції, м. Київ, 1 грудня 2022 року. Київ: ВІПІ, 2022. С. 172–174.
7. Современные адаптивные подвески // Автократ. URL: <http://avtocrat.at.ua>.
8. Сокіл Б. І. Власні вертикальні коливання корпусу автомобіля з урахуванням нелінійних характеристик пружної підвіски / Б. І. Сокіл, Р. А. Нанівський, М. Г. Грубель // Автомобільний транспорт. 2013. № 5 (235). С. 15–18.